

트라이볼로지 변수가 원웨이클러치를 가지는 평기어쌍의 비선형 거동에 미치는 영향

천 길 정*

원광대학교 기계자동차공학부

Effects of Tribological Parameters on the Nonlinear Behavior of a Spur Gear Pair with One-Way Clutch

Cheon Gill-Jeong*

*Division of Mechanical and Automotive Engineering, Wonkwang University,
Iksan City, Jeon-Buk, 570-749, Korea*

(Received August 20, 2008; Accepted September 1, 2008)

Abstract – This paper describes the tribological effects on the nonlinear behavior of a spur gear pair with one-way clutch according to the direct contact elastic deformation model over a wide range of speeds, considering the hydrodynamic effects. The effects of various lubrication parameters, such as viscosity, film width, and friction, on the nonlinear dynamic behavior were analyzed. Forces due to the entraining velocity and the hydrodynamic friction were about two orders smaller than normal forces over the whole speed range. While the viscosity has a strong effect on the behavior of gear pair systems, friction has very little effect on torsional behavior. The inclusion of the hydrodynamic effect facilitates nonlinearity by increasing the overlap and damping, as well as decreasing elastic deformation and tooth reaction forces.

Key words – one-way clutch, nonlinear behavior, gear pair, tribological parameters, hydrodynamic lubrication, squeeze effect, sliding friction

1. 서 론

기어는 기계시스템의 핵심요소로서, 시스템의 진동소음과 내구성 등에 직접적인 영향을 미치기 때문에 이와 관련하여 많은 연구가 수행 되어왔다. 특히 자동차 엔진은 주로 특정 회전수에서만 운전되는 일반 기계시스템과는 달리, 운전 상황에 따라 아이들링 속도에서부터 수천 회전수까지 넓은 범위에 걸쳐서 작동하므로 공진을 피하기가 쉽지 않고, 특히 가감속이 수시로 반복되기 때문에 다중해를 가지는 비선형 영역을 규명하기 위한 비선형 특성에 대한 해석이 필수적으로 요구된다.

기존의 대부분 기어거동해석 연구에서는, 기어 치면 사이의 접촉을 스프링-댐퍼계로 모델링 하였는데, 이때

치면 사이에 분리가 일어나지 않는다고 가정하는 선형 해석 모델과 분리가 발생한다고 가정하는 비선형모델 등이 이용되어왔다[1,2]. 이 해석 모델들은 맞물리는 두 기어 치면들이 강체와 강체로서 서로 고체 접촉을 하고 있다는 가정을 기본 전제로 하고 있다. 그러나 대부분 기어트레인에는 유체윤활 방식이 적용되기 때문에, 완전 윤활 상태의 치면 사이에는 윤활유가 존재하므로, 윤활유에 의한 동수력학적 영향을 고려한 해석 모델이 보다 더 실제적인 거동을 묘사할 것이나, 동수력학적 영향을 고려한 연구 결과는 극히 드물다. 동수력학적 효과를 고려한 해석을 수행한 연구들 중에서도, 한쌍의 기어 맞물림만을 대상으로 정적 해석만을 수행하거나 [3-5], 저속 영역에서의 동적 거동만을 해석 대상으로 하였다[6-9]. 한편 쉘펜타인 벨트(serpentine belt) 지지

*주저자 · 책임저자 : gjcheon@wku.ac.kr

폴리에 원웨이클러치를 설치하여 엔진의 비틀림 진동을 감소시키는 방법이 실차에 효과적으로 적용되고 있으며[10], 일반 기어박스의 진동을 줄일 수 있는 효과가 있다는 사실도 발표된바 있다[11,12].

따라서 본 연구에서는 치분리가 발생하였을 때에 동수압 효과를 고려하는 모델을 적용하고, 치면 간에 작용하는 마찰력 까지를 고려하여, 원웨이클러치에 의해 입출력 축과 연결된 기어쌍이 넓은 속도 범위에 걸쳐서 가지는 비선형 특성을 규명하였다.

2. 본 론

2-1. 운동방정식

해석에 이용된 기어는 치형수정이나 가공오차가 전연 없는 표준 평치차로서, 축정렬 오차없는 입출력 축에 각각 원웨이클러치로 연결되어, 회전 방향 비틀림 진동만을 하는 것으로 가정하였다. 기어와 기어 사이에 치분리를 고려한 불연속 강성 및 감쇄 요소가 존재하고, 기어와 축 사이에도 원웨이클러치에 의한 불연속 강성 및 감쇄 요소가 존재하는 비선형 시스템으로 모델링 하였다(Fig. 1). 계산의 편의를 위해 윤활유는 비압축성 등온 등점도 뉴턴유체이며, 기어는 완전 유체 윤활조건 속에서 운전되고, 입력축의 토크와 속도는 일정하다고 가정하였다.

이 때 피니언과 기어 및 출력축의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_{ci}(t) - T_{mp} &= I_p \ddot{\theta}_p \\ T_{mg} - T_{co}(t) &= I_g \ddot{\theta}_g \\ T_{co}(t) - T_o &= I_o \ddot{\theta}_o \end{aligned} \quad (1)$$

, where

$$T_{mp} = \begin{cases} F_{cn}r_p - T_{efp}, & |r_p\theta_p - r_g\theta_g| \geq b \\ F_{hn}r_p - T_{hfp}, & |r_p\theta_p - r_g\theta_g| < b \end{cases},$$

$$T_{mg} = \begin{cases} F_{cn}r_g - T_{efg}, & |r_p\theta_p - r_g\theta_g| \geq b \\ F_{hn}r_g - T_{hfg}, & |r_p\theta_p - r_g\theta_g| < b \end{cases}, \quad (2)$$

$$T_{ci} = \begin{cases} K_c(\theta_i - \theta_p) + C_c(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_p), & \theta_i > \theta_p \\ 0, & \theta_i \leq \theta_p \end{cases},$$

$$T_{co} = \begin{cases} K_c(\theta_g - \theta_o) + C_c(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_o), & \theta_g > \theta_o \\ 0, & \theta_g \leq \theta_o \end{cases}$$

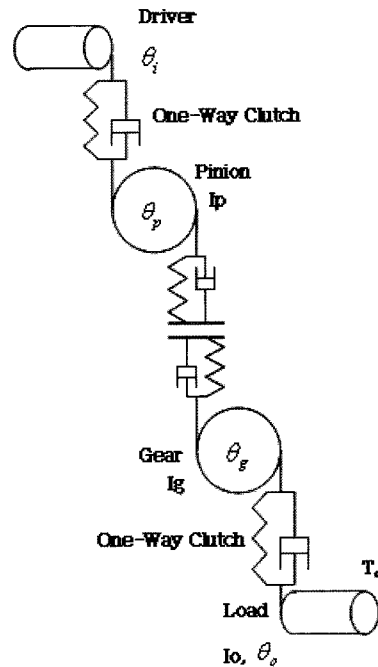


Fig. 1. Schematic diagram of gear pairs.

$$F_{en} = k(t)(r_p\theta_p - r_g\theta_g) + c(r_p\dot{\theta}_p - r_g\dot{\theta}_g) \quad (3)$$

T_{ci} 와 T_{co} 는 각각 입출력 축에 피니언과 기어를 연결하는 클러치에 작용하는 토크이고, T_{mp} 와 T_{mg} 는 각각 두 기어의 치면력에 의해 발생하는 토크이다. r_p 와 r_g , I_p 와 I_g , θ_p 와 θ_g 는 각각 피니언과 기어의 기초원 반지름, 질량관성모멘트, 강제회전에 대한 비틀림 진동각이다. θ 와 $\dot{\theta}$ 는 각각 입력축과 출력축의 각도이다. F_{en} 과 F_{m} 은 각각 직접 접촉 및 동수압에 의해 작용선 방향(LOA: Line of Action)으로 작용하는 수직력이다. F_{m} 은 접촉하는 두 치면 사이에 등가스프링과 댐퍼가 있다고 가정하는 기존의 모델링과 동일한 방법으로 구해진다[1,11]. $k(t)$ 와 c 는 각각 등가 치강성과 치감쇄비이고, K_c 와 C_c 는 각각 클러치 강성과 감쇄비이며 총 백래쉬는 $2b$ 이다. 등가 스프링 강성 $k(t)$ 는 한쌍 물림과 두쌍 물림이 반복되는 점을 고려하여 직사각파 형태의 시변형 함수로 가정한다. F_{m} 은 스퀴즈항(squeeze term)과 끌림항(entaining term)으로 구성된다. 수직력에 의한 모멘트 팔 길이는 언제나 기초원 반경으로 일정하다.

T_{ep} 와 T_{hp} 는 각각 접선방향(OLOA: Off-Line of Action)으로 작용하는 탄성접촉 마찰력 F_c 와 동수압 마

찰력 F_m 에 의해 피니언에 작용하는 토크이다. T_{eig} 와 T_{hig} 는 각각 접선방향(OLOA)으로 작용하는 탄성접촉 마찰력 F_a 와 동수압 마찰력 F_m 에 의해 기어에 작용하는 토크이다.

동수압력을 구하기 위한 레이놀즈 방정식은 다음과 같다[13].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h (u_a + u_b)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h (v_a + v_b)}{2} \right] + \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \quad (4)$$

측면 유출을 무시하고, 비압축성 등점도를 가정하면 위 방정식은 다음과 같이 간략화 된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \xi} \right) = 12 \eta_0 u \frac{\partial h}{\partial \xi} + 12 \eta_0 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

$$\bar{u} = \frac{u_p + u_g}{2} \quad (6)$$

여기에서 h 는 유막두께, η_0 는 대기압 동점도, \bar{u} 는 ξ 방향을 따라(Fig. 2) 일정하다고 가정한 등가 끌림 속도이고, u_p 와 u_g 는 각각 접촉점에서의 피니언과 기어의 접선 방향 표면속도다.

식 (5)를 식 (7)과 같은 경계 조건을 적용하여 적분하면 식 (8)과 같은 압력이 얻어지며, 압력식을 유막폭 $(a, -a)$ 에 걸쳐 적분하면 두 치면 사이의 유막에 의해 발생하는 동수압력 F_m 이 식 (9)와 같이 얻어진다.

$$p=0, \xi=-a, a$$

$$\frac{\partial p}{\partial \xi}=0, \xi=0 \quad (7)$$

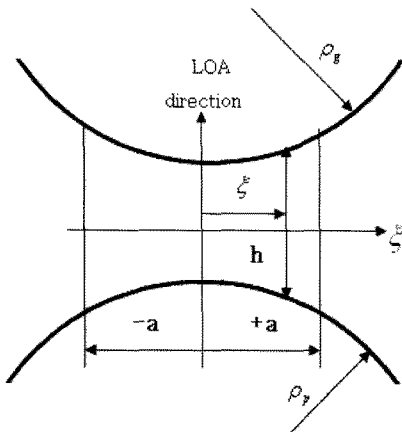


Fig. 2. Lubricant film parameters.

$$p(\xi) = 3 \eta_0 R^3 x^2 \left[\frac{1}{(a^2 + Rx)^2} - \frac{1}{(\xi^2 + Rx)^2} \right] + 12 \eta_0 \bar{u} R^2 \left[\frac{a(a^2 - Rx)}{8Rx(Rx + a^2)^2} + \frac{\xi(\xi^2 - Rx)}{8Rx(Rx + \xi^2)^2} \right] \quad (8)$$

$$+ \frac{1}{8(Rx)^{\frac{3}{2}}} \left\{ \operatorname{arctg} \left(\frac{a}{\sqrt{Rx}} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{\xi}{\sqrt{Rx}} \right) \right\}$$

$$F_m = \frac{3 \eta_0 w R^{\frac{1}{2}} (a \bar{u} - Rx)}{x^2 (a^2 + Rx)^2} [a(a^2 - Rx) \sqrt{Rx} + (a^2 + Rx)^2 \operatorname{arctg} \left(\frac{a}{\sqrt{Rx}} \right)] \quad (9)$$

x 는 $\xi=0$ 에서의 최소 유막두께이며, 동전달오차(dynamic transmission error: DTE)를 이용하여 다음과 같이 표시된다.

$$x = b - DTE, \quad DTE = r_p \theta_p - r_g \theta_g \quad (10)$$

R 은 등가 접촉 반경으로서 식 (11)과 같이 정의되며, ρ_p 와 ρ_g 는 각각 피니언과 기어의 접촉점에서의 곡률반경이고[13], w 는 치폭이다.

$$R = 2 \left(\frac{\rho_p \rho_g}{\rho_p + \rho_g} \right) \quad (11)$$

치면이 서로 멀어지는 경우 ($\dot{x} < 0$)에는 동수압이 형성되지 않으며, 치면의 표면거칠기(h_{min})를 고려하여 유막두께가 거칠기 이내인 경우에는 동수압이 일정하다고 가정하였다[8,9].

끌림속도 u_p 와 u_g 는 식 (12)와 같고, N_p 와 N_g 는 각각 피니언과 기어의 잇수이다.

$$u_p = \frac{\pi N_p}{30} \rho_p, \quad u_g = \frac{\pi N_g}{30} \rho_g \quad (12)$$

직접접촉에 의한 쿨롱마찰력 F_c 는 식 (13)과 같이 정의되며, 마찰계수는 일정하다고 가정하였다[14].

$$F_{cf} = \mu F_{en} \quad (13)$$

동수압 마찰력 F_{hf} 는 반쑈머펠트(half-Sommerfeld) 조건을 적용하여 식 (14)와 같이 얻어진다[6].

$$F_{hf} = \frac{\pi b \eta_0 u_s}{2} \sqrt{\frac{R}{h}} \quad (14)$$

u_s 는 맞물리는 기어들 간의 미끄럼 속도이며, 다음과

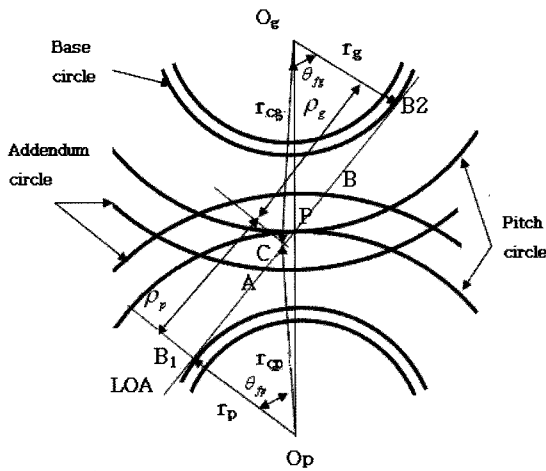


Fig. 3. Contact area parameters.

같다.

$$u_s = u_p - u_g \tag{15}$$

마찰력 F_{ef} 와 F_{hf} 에 의해 피니언과 기어에 작용하는 모멘트는 식 (16)과 같은데, 모멘트팔은 물림이 진행되면서 계속 변화한다. r_{cp} 와 r_{cg} 는 각각 피니언과 기어의 중심에서부터 접촉점까지의 거리이다(Fig. 3).

$$\begin{aligned} T_{efp} &= (F_{ef} \sin \theta_{fp}) r_{cp} \\ T_{hfp} &= (F_{hf} \sin \theta_{fp}) r_{cp} \\ T_{efg} &= (F_{ef} \sin \theta_{fg}) r_{cg} \\ T_{hfg} &= (F_{hf} \sin \theta_{fg}) r_{cg} \end{aligned} \tag{16}$$

, where

$$\begin{aligned} \theta_{fp} &= \frac{\pi}{2} - \theta_{fcp}, \quad \theta_{fcp} = \arctg\left(\frac{r_p}{B_1 C}\right) \\ \theta_{fg} &= \frac{\pi}{2} - \theta_{fcg}, \quad \theta_{fcg} = \arctg\left(\frac{r_g}{B_2 C}\right) \\ r_{cp} &= \sqrt{B_1 C^2 + r_p^2}^{\frac{1}{2}}, \quad r_{cg} = \sqrt{B_2 C^2 + r_g^2}^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

2-2. 결과 및 해석

해석에 이용한 기어 제원은 Table 1과 같고, 제반 표준 상태 변수들은 물림율 1.75, 구동 및 부하토크 150 N-m, 평균 치강성 462.1×10^6 N/m, 치 감쇄비 0.1, 클러치 치강성 15×10^5 Nm/rad, 클러치 감쇄비 0.01, 동점도 0.25 Pa-s, 유막 폭 및 백래쉬 (b) 200 μ m로 선정 하였다. 수치적분법은 5차 Runge-Kutta법을 적용하였고, 시간 증분은 10^{-5} sec, 속도 증분은 5 rpm이며,

Table 1. Gear dimensions

Number of teeth	50
Module (m)	0.003
Pressure angle (deg.)	20
Face width (m)	0.02
Modulus of elasticity (N/m ²)	207×10^9
Density (kg/m ³)	7600
Base radius (m)	0.07047
Backlash (2b) (m)	400×10^{-6}
Mass (kg)	2.8
Mass moment of inertia ($I_p=I_g$) (kg-m ²)	7.875×10^{-3}

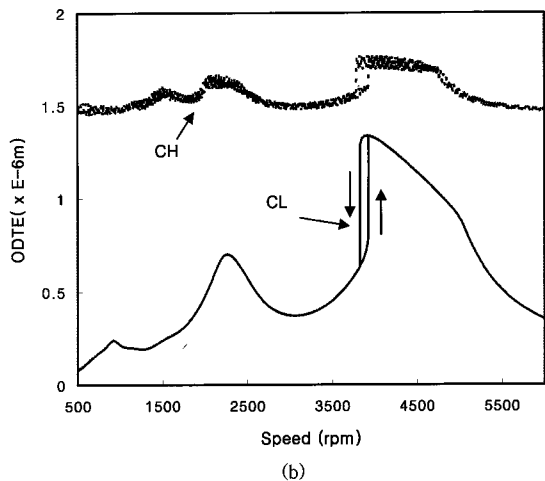
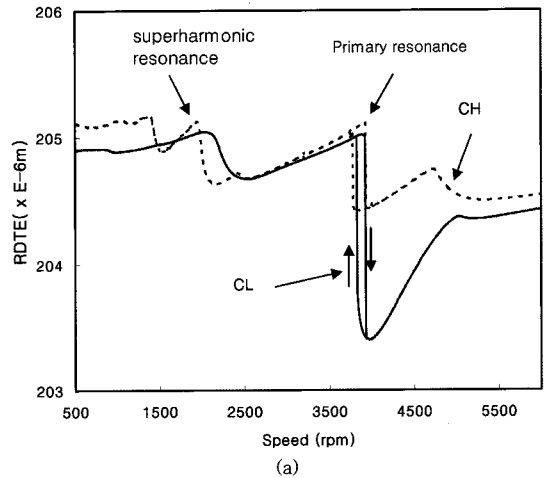
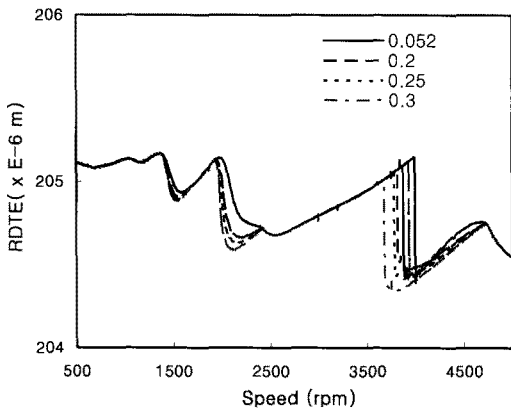
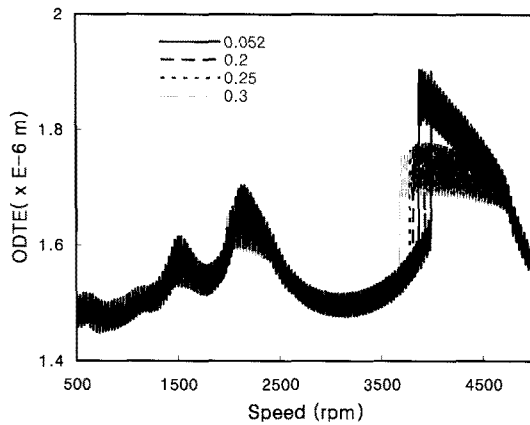


Fig. 4. Dynamic responses of the gear system: (a) RDTE, (b) ODTE.



(a)



(b)

Fig. 5. Dynamic responses of the gear system for various viscosities (Pa-s): (a) RDTE, (b) ODTE.

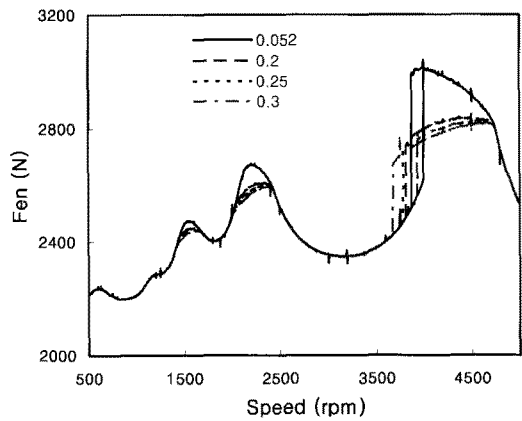
속도 변화 후의 불안정 과도 기간을 고려하여 속도 변화 후 처음 10^3 회 데이터는 무시하고 그 다음 2×10^4 회 데이터의 평균치를 구하였다. 진동 소음에 가장 많은 영향을 미치는 전달오차와 그 변동성분의 평균치는 다음과 같이 정의 하였다.

$$RDTE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (DTE_i)^2}$$

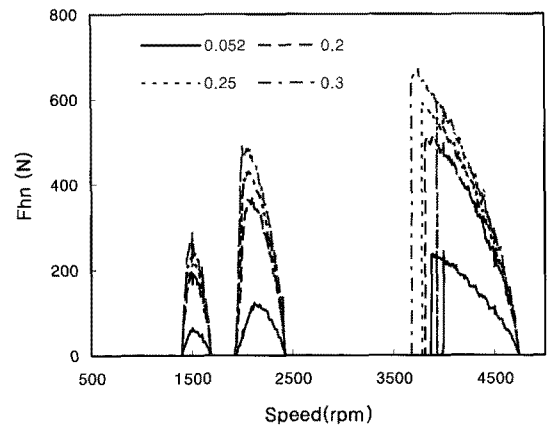
$$ODTE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (DTE_{i+1} - DTE_i)^2}, \quad (17)$$

$$DTE_i = r_p \theta_p(t_i) - r_g \theta_g(t_i)$$

클립힘에 의한 힘과 동수압 마찰력은 각각 스퀴즈항에 의한 힘과 고체마찰력에 비하여 10^{-2} 이하의 크기를 보였으며, 시스템의 동적 거동에 미치는 영향이 미미하여 본 논문에서는 그 경향을 보이지 않았다.



(a)



(b)

Fig. 6. Tooth reaction forces for various viscosities (Pa-s): (a) direct contact normal force (F_{en}), (b) hydrodynamic normal force (F_{hn}).

Fig. 4는 동수압을 고려하지 않은 클러치모델(CL)과 동수압을 고려한 클러치모델(CH) 들의 동적 거동을 나타낸다. 두 경우 모두 1차 공진점 부근에서 전형적인 비선형 특성을 나타내는 점프 현상과 다중해를 가지는 중첩 구간을 보여준다. 동수압을 고려하지 않은 경우보다 고려한 경우에, 전달오차가 급격하게 변화하는 값이 더 작고 중첩 구간은 약간 더 넓은데, 이것은 치면 접촉이 떨어졌을 때에도 동수압력에 의한 치면력이 발생하여 감쇄와 비선형성이 증가하였기 때문이다.

전달오차 변동성분(ODTE)은 1차 공진점 부근에서 치 분리에 의한 치강성 저하로 연화(softening) 거동을 현저하게 보이고 있다. 동수압을 고려한 경우에 동수압을 고려하지 않은 경우보다 전 운전 영역에서 더 큰 값을 가지나, 속도 변화에 따른 차이는 동수압을 고려

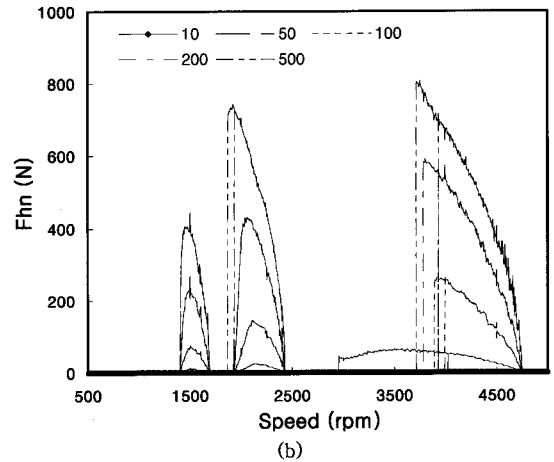
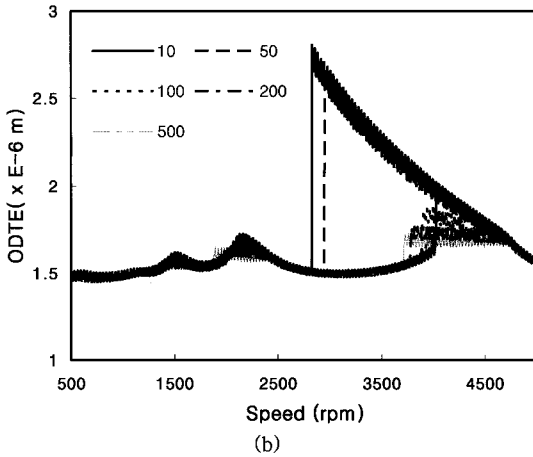
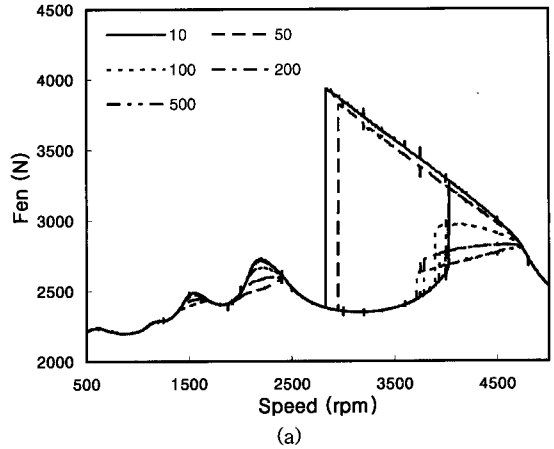
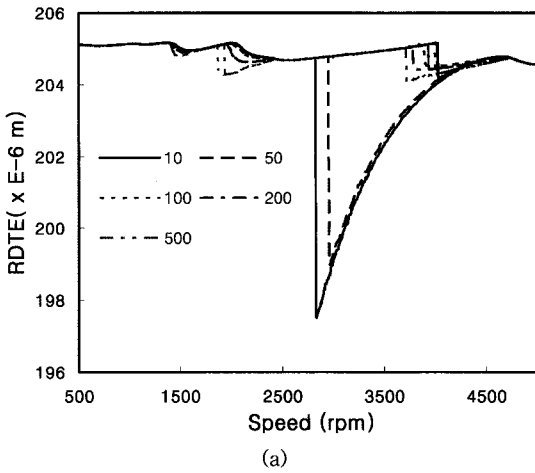


Fig. 7. Dynamic responses of the gear system for various film widths (μm): (a) RDTE, (b) ODTE.

Fig. 8. Dynamic responses of the gear system for various film widths (μm): (a) direct contact normal force (F_{en}), (b) hydrodynamic normal force (F_{hn}).

한 경우에 더 작다. 윤활유에 의한 동수압 효과는 감쇄 효과가 주된 기능이기 때문에, 속도 변화에 따른 동특성 변화 경향이 줄어들어는 것으로 판단된다.

동수압은 윤활유 점도에 의하여 많은 영향을 받기 때문에, 윤활유 점도 변화에 따른 거동을 검토하였다 (Fig. 5). 전달오차가 고유진동수 부근에서만 차이를 보이고, 점도 차이에 따른 변화는 그다지 크지 않다. 점도가 증가할수록 증첩구간이 증가하고 그에 따라 최소 치와 ODTE 성분이 낮아지는데, 이는 윤활유의 점성이 클수록 감쇄 효과가 크기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 6은 탄성 접촉에 의한 치면력과 유체 접촉에 의한 동수압력을 나타낸다. 점도가 클수록 감쇄 효과에 의해 탄성변형량이 줄어들기 때문에, 그 결과로 탄성력은 감소하게 되나 동수압력은 증가함을 알 수 있

다. 치분리가 발생하는 영역은 기본 공진 주파수와 조화 성분 영역 부근이며, 그 밖의 다른 영역에서는 치분리가 발생하지 않는다. 치분리가 일어나지 않는 영역에서는 점도에 의한 차이가 없는데, 이것은 분리되었던 치면들이 서로 접촉할 때에만 동수압 효과가 발생하기 때문이다. 동수압이 탄성치면력의 약 1/5 정도로 무시할 수 없는 크기이기 때문에, 치면 피로수명 평가 측면에서도 동수압력을 고려하는 해석 모델이 보다 더 실제적이라고 판단된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 유막 폭 (2a) 변화에 따른 전달오차와 탄성접촉력 및 동수압력 변화 경향을 나타낸다. 유막 폭이 매우 작을 때에는 ($\leq 50 \mu\text{m}$) 증첩구간이 매우 넓고 전달오차도 많이 감소 하는데, 이것은

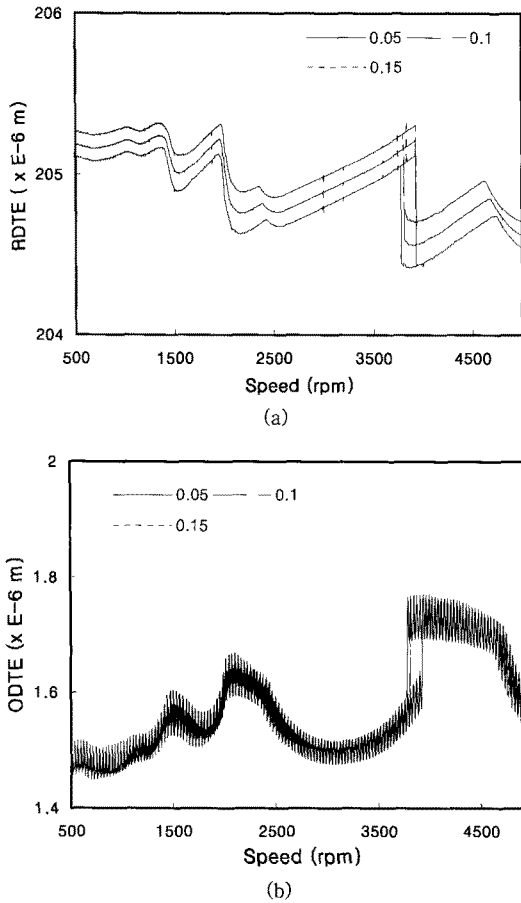


Fig. 9. Dynamic responses of the gear system for various friction coefficients: (a) RDTE, (b) ODTE.

적은 유막폭 때문에 동수압 효과가 적어 감쇄효과가 줄어들기 때문인 것으로 추정된다. 유막 폭이 적을수록 동수압이 적고, 그에 따라 감쇄효과가 적어 직접 접촉에 의한 탄성변형량이 감소하고, 반발력에 의한 치분리 경향이 증가하는 경향을 보여준다. 점도 증가에 의한 효과와 유막 폭 증가에 의한 효과가 서로 유사한 경향을 보이는데, 이것은 유막 폭이 점도의 영향을 받기 때문이며, 따라서 기어의 비선형 거동에는 윤활유의 점도가 가장 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 기어 치면 사이의 고체마찰계수가 전달오차와 탄성접촉력 및 동수압력에 미치는 영향을 보여주는 결과이다. 기어 치면 사이의 마찰계수는 대략 0.05~0.15 사이의 값을 갖는다[15]. 마찰계수가 증가함에 따라 전달오차(RDTE)가 미세하게 증가하나, 전달오차 변동 성분(ODTE)은 거의 차이가 없

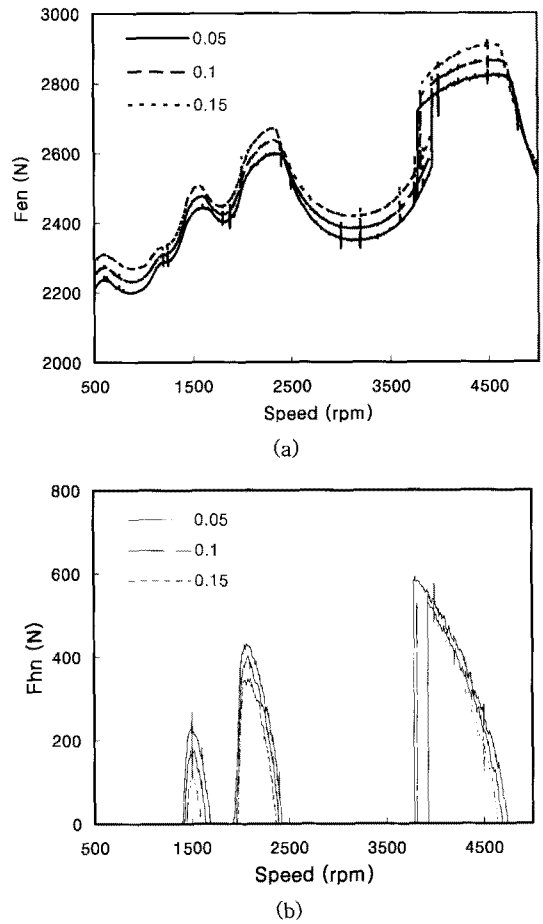
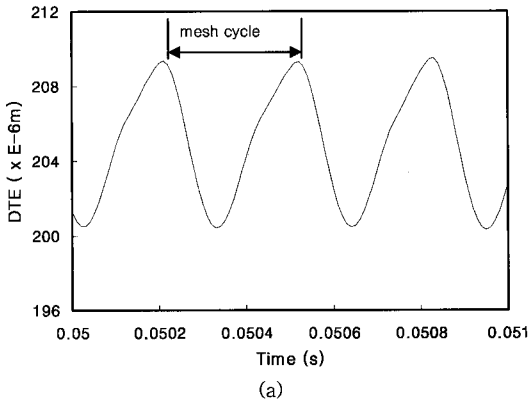


Fig. 10. Dynamic responses of the gear system for various friction coefficients: (a) direct contact normal force (F_{en}), (b) hydrodynamic normal force (F_{hn}).

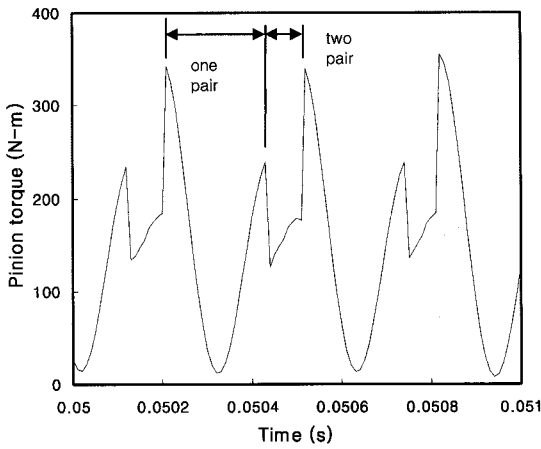
다. 탄성변형에 의한 치면력은 마찰계수가 클수록 크나, 동수압 치면력은 마찰계수가 작을수록 더 큰데, 이것은 마찰이 크면 속도가 줄어들어 스퀴즈 효과가 줄어들기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 마찰계수를 감소 시키면 전달오차를 감소 시키는 효과가 있을 것으로 추정된다.

Fig. 11은 다중해를 가지는 영역 3900 rpm에서 증속 기간 동안의 전달오차와 피니언 토크를 나타낸다. 증속 구간(lower branch)에서는 전달오차가 항상 백래쉬 ($b: 200 \mu\text{m}$) 보다 큰 값을 유지하여 치분리가 발생하지 않으며, 치분리가 없기 때문에 계속 접촉이 유지 되고 구동 토크가 전달되어 토크 값이 음 이하로 떨어지지 않는다.

Fig. 12 다중해를 가지는 영역 3900 rpm에서 감속 기간 동안의 전달오차와 피니언 토크를 나타낸다. 감



(a)



(b)

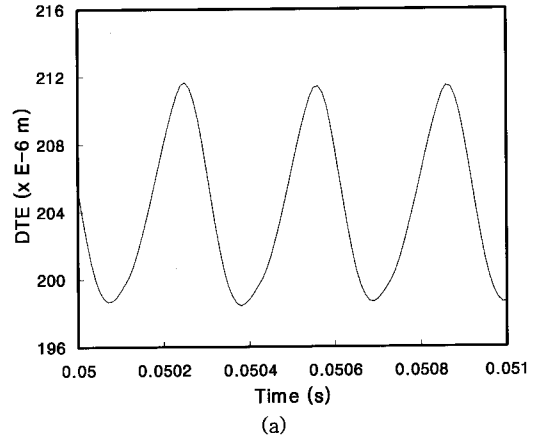
Fig. 11. Dynamic responses of the gear system as a function of time, lower branch, 3900 rpm: (a) DTE, (b) pinion torque (N-m).

속 구간(upper branch)에서는 전달오차가 백래쉬(b: 200 μm) 보다 작은 순간이 존재하며, 이때 치분리가 발생하여 피니언 토크가 음 이하의 값을 갖는 순간이 존재하고, 치접촉이 다시 이루어 지기 직전에 스퀴즈 효과에 의한 토크가 발생함을 알 수 있다. 치분리 기간 동안 치면간의 접촉이 없기 때문에 마찰력이 형성 되지 않으나, 전체적 거동은 마찰력 보다 치분리에 의한 영향을 크게 받는다.

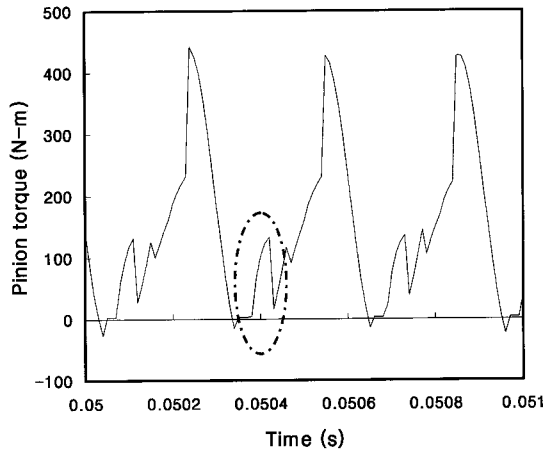
Fig. 13은 다중해를 가지는 영역 3900 rpm에서의 위상평면을 나타낸다. 증속시에 비하여 감속시에 더 큰 궤적을 형성하나 전체적으로는 안정된 거동을 보인다.

3. 결 론

본 연구에서는 원웨이클러치에 의해 입출력 축과 연



(a)



(b)

Fig. 12. Dynamic responses of the gear system as a function of time, upper branch, 3900 rpm: (a) DTE, (b) pinion torque (N-m).

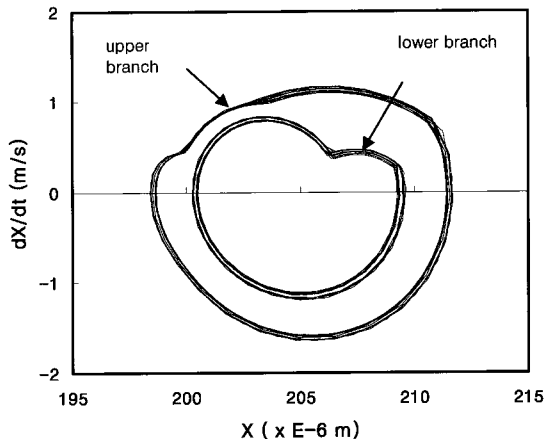


Fig. 13. Phase plane: 3900 rpm.

결된 기어쌍을 대상으로, 치분리가 발생하였을 때에 동수압 효과를 고려하는 모델을 적용하고, 치면 간에 작용하는 마찰력 까지를 고려하여, 넓은 속도 범위에 걸친 비선형 특성을 규명하였다.

끌림항에 의한 힘과 동수압 마찰력이 시스템의 동적 거동에 미치는 영향은 다른 힘들에 의한 영향에 비하여 매우 미미하다. 동수압 효과는 감쇄 효과가 주된 기능이기에 때문에, 속도 변화에 따른 동특성 변화를 감소 시키는 경향이 있다. 스쿠즈 효과는 분리 되었던 치면들이 서로 접근할 때에만 발생하기 때문에, 점도 변화가 시스템의 동특성에 미치는 효과는 주로 고유진동수 부근에서만 나타나며, 윤활유의 점성이 클수록 감쇄 효과가 크다. 점도 증가에 의한 효과와 유막 폭 증가에 의한 효과가 유사한 경향을 보이는데, 이것은 유막 폭이 점도의 영향을 받기 때문이다. 따라서 기어의 비선형 거동에는 윤활유의 점도가 가장 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다. 마찰이 비틀림 진동에 미치는 영향은 매우 적으나, 마찰계수를 감소 시키면 전달오차를 감소 시키는 효과가 있을 것으로 추정된다.

후 기

이 논문은 2007년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행됨.

참고 문헌

1. R. G. Parker, S. M. Vijayakar, and T. Imajo, "Non-Linear Dynamic Response of a Spur Gear Pair: Modeling and Experimental Comparisons", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 237, No. 3, pp. 435-455, 2000.
2. A. Kahraman and G. W. Blankenship, "Effect of Involute Contact Ratio on Spur Gear Dynamics", *Transactions of the ASME, J. of Mechanical Design*, Vol. 121, pp. 112-118, 1999.
3. R. Larsson, "Transient Non-Newtonian Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear", *Wear*, pp. 67-73, 1997.
4. Y. Wang, H. Li, J. Tong, and P. Yang, "Transient

Thermoelastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear", *Tribology*, Vol. 37, pp. 773-782, 2004.

5. P. Kumar, P. K. Saini, and P. Tandon, "Transient Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of an Involute Spur Gear Using Couple-Stress Fluid", *Proc. IMechE Part J: J. Engineering Tribology*, Vol. 221, pp.743-754, 2007.
6. S. Theodossiades, O. Tangasawi, and H. Rahnejat, "Gear Teeth Impacts in Hydrodynamic Junctions Promoting Idle Gear Rattle", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 303, pp. 632-658, 2007.
7. O. Tangasawi, S. Theodossiades, and H. Rahnejat, "Lightly Loaded Lubricated Impacts: Idle Gear Rattle", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 308, pp. 418-430, 2007.
8. R. Brancati, E. Rocca, and R. Russo, "A Gear Rattle Model Accounting for Oil Squeeze Between the Meshing Gear Teeth", *Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering*, Vol. 219, pp. 1075-1083, 2005.
9. R. Brancati, E. Rocca, and R. Russo, "An Analysis of the Automotive Driveline Dynamic Behavior Focusing on the Influence of the Oil Squeeze Effect on the Idle Rattle Phenomenon", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 303, pp. 858-872, 2007.
10. F. Zhu and R. G. Parker, "Non-linear Dynamics of a one-way clutch in belt-pully system", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 279, pp. 285-308, 2005.
11. Cheon Gill-Jeong, "Nonlinear Behavior Analysis of Spur Gear Pairs with a One-Way Clutch", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 301, pp. 760-776, 2007.
12. Cheon Gill-Jeong, "Effects of a One-Way Clutch on the Nonlinear Dynamic Behavior of Spur Gear Pairs under Periodic Excitation", *J. of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 7, pp. 941-949, 2006.
13. D. Dowson and G. R. Higginson, "Elasto-Hydrodynamic Lubrication", *Pergamon Press*, New York, 1977.
14. S. He, S. Cho, and R. Singh, "Prediction of Dynamic Friction Forces in Spur Gears Using Alternate Sliding Friction Formulations", *J. of Sound and Vibration*, Vol. 309, pp. 843-851, 2008.
15. W. J. Bartz, *Lubrication of Gearing*, Mechanical Engineering Publications, London, 1993.